

[Previous Doc](#)[Next Doc](#)
[First Hit](#)[Go to Doc#](#)Generate Collection

L15: Entry 133 of 268

File: EPAB

Mar 15, 2001

PUB-NO: DE019940288C1

DOCUMENT-IDENTIFIER: DE 19940288 C1

TITLE: Double-clutch gearbox for agricultural vehicle has central synchronisation device provided with differential drive coupled to drive source which is separate from vehicle engine

PUBN-DATE: March 15, 2001

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

COUNTRY

GOEDDEL, THOMAS

DE

HEINZEL, MARKUS

DE

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

COUNTRY

DAIMLER CHRYSLER AG

DE

APPL-NO: DE19940288

APPL-DATE: August 25, 1999

PRIORITY-DATA: DE19940288A (August 25, 1999)

INT-CL (IPC): F16 H 3/12; F16 H 3/08; B60 K 17/08

EUR-CL (EPC): F16H003/093; F16H003/12, F16H003/12

ABSTRACT:

CHG DATE=20011002 STATUS=O>The double-clutch gearbox (10) has a drive take-off shaft (12) which is coupled to 2 parallel drive delivery shafts (V1,V2), via switched couplings (K1-K6), in dependence on the selected gear ratio. A central synchronisation device (60) with a differential drive (62) employing 3 relatively rotatable components (R1,R2,R3) is provided for at least one of the gears, coupled to a drive source (88) which is separate from the vehicle engine (50), e.g. an electric motor.

[Previous Doc](#)[Next Doc](#)[Go to Doc#](#)



19 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

12 Patentschrift
10 DE 199 40 288 C 1

51 Int. Cl. 7:
F 16 H 3/12
F 16 H 3/08
B 60 K 17/08

21 Aktenzeichen: 199 40 288.4-12
22 Anmeldetag: 25. 8. 1999
43 Offenlegungstag: -
45 Veröffentlichungstag
der Patenterteilung: 15. 3. 2001

DE 199 40 288 C 1

Innerhalb von 3 Monaten nach Veröffentlichung der Erteilung kann Einspruch erhoben werden

13 Patentinhaber:
DaimlerChrysler AG, 70567 Stuttgart, DE

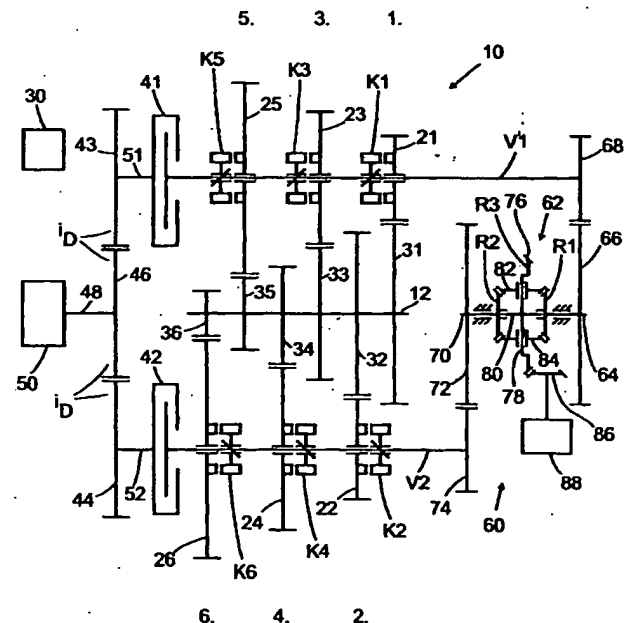
12 Erfinder:
Göddel, Thomas, Dipl.-Ing., 66914 Waldmohr, DE;
Heinzel, Markus, Dipl.-Ing., 73072 Donzdorf, DE

56 Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht
gezogene Druckschriften:

DE-PS 8 21 305
DE 196 52 971 A1
DE 195 21 541 A1
EP 08 27 861 A2
EP 02 02 800 A2

54 Doppelkupplungs-Mehrganggetriebe

57 Doppelkupplungs-Mehrganggetriebe, insbesondere für Landfahrzeuge mit einem Fahrzeug-Antriebsmotor, enthaltend mindestens zwei Vorgelegewellen (V1, V2), eine Antriebswelle (12), welche in Abhängigkeit von den zu schaltenden Gängen (1.-6.) durch Schaltelemente (K1-K6) über Zahnräder mit den Vorgelegewellen (V1, V2) antriebsmäßig verbindbar ist, und ein Differential-Zahnradgetriebe (62), welches als eine zentrale Synchronisiervorrichtung für die Gänge (1.-6.) mit allen Vorgelegewellen (V1, V2) antriebsmäßig verbunden ist.



DE 199 40 288 C 1

Die Erfindung betrifft ein Doppelkupplungs-Mehrganggetriebe, gemäß dem Oberbegriff von Anspruch 1.

Demgemäß betrifft die Erfindung ein Doppelkupplungs-Mehrganggetriebe, insbesondere für Landfahrzeuge mit einem Fahrzeug-Antriebsmotor, enthaltend mindestens zwei Vorgelegewellen, eine Abtriebswelle, welche in Abhängigkeit von den zu schaltenden Gängen durch Schaltelemente über Zahnräder mit den Vorgelegewellen antriebsmäßig verbindbar ist, wobei mindestens für einige der Gänge eine zentrale Synchronisiervorrichtung mit einem Differential-Zahnradgetriebe vorgesehen ist, welches drei relativ zueinander drehbare Reaktionsteile aufweist, von welchen ein Reaktionsteil mit der einen Vorgelegewelle, ein anderer Reaktionsteil mit der anderen Vorgelegewelle und der dritte Reaktionsteil mit einer Antriebsenergiequelle antriebsmäßig verbunden oder verbindbar ist, so daß das Differential-Zahnradgetriebe auf beide Vorgelegewellen wirkt.

Ein Doppelkupplungs-Mehrganggetriebe dieser Art ist aus der DE 195 21 541 A1 bekannt. Die Antriebsenergiequelle für den dritten Reaktionsteil des Differential-Zahnradgetriebes ist der Fahrzeug-Antriebsmotor. Zum Auf- und Abwärtsschalten des Getriebes ohne Zugkraftunterbrechung sind zwei Freiläufe F1 und F2 erforderlich. Diese bleiben ständig eingeschaltet, müssen jedoch beim Überspringen von Gangstufen abgeschaltet werden. Alle Schaltkupplungen müssen Reibkupplungen sein, da sie ein Teil der Synchronisierarbeit übernehmen müssen.

Klauenkupplungen können als Schaltkupplungen nicht verwendet werden. Der Synchronlauf der jeweils zu schließenden Schaltkupplungen ergibt sich nicht nur durch die Drehzahl des Fahrzeug-Antriebsmotors, sondern auch durch die Übersetzungsverhältnisse innerhalb des gesamten Mehrganggetriebes.

Aus der DE 196 52 971 A1 ist ein synchronisiertes Stufenschaltgetriebe mit mechanischen Synchronisiereinrichtungen bekannt. Zur schnelleren Erreichung der Synchronisierdrehzahlen ist ein Elektromotor über eine Kupplung mit einer Hauptwelle antriebsmäßig verbindbar. Differential-Zahnradgetriebe können beispielsweise Kegelradgetriebe sein, wie es z. B. aus der genannten DE 195 52 971 A1 bekannt ist, oder Stirnrad-Planetengetriebe, wie sie aus der EP 0 202 800 A2 oder der DE PS 821 305 bekannt sind. Die EP 0 827 861 A2 zeigt ein Doppelkupplungs-Mehrganggetriebe, bei welchem auf einer Abtriebswelle den Gängen zugeordnete Zahnräder drehfest angeordnet sind und auf zwei Vorgelegewellen den Gängen zugeordnete Zahnräder frei drehbar, jedoch durch formschlüssige Kupplungen drehfest kuppelbar angeordnet sind. Jede der beiden Vorgelegewellen ist über eine Hauptkupplung mit der Abtriebswelle eines Fahrzeug-Antriebsmotors verbindbar. Beim Wechsel eines Ganges wird jeweils auf der lastfreien Vorgelegewelle ein lose drehbar angeordnetes Zahnrad des Zielganges (neuer Gang) mit dieser lastfreien Vorgelegewelle durch ein Schaltelement, normalerweise einer Schaltmuffe einer Klauenkupplung, drehfest verbunden, wenn sie Synchrondrehzahl erreicht haben. Die Hauptkupplung, welche der lastfreien Vorgelegewelle zugeordnet ist, ist geöffnet, damit diese Vorgelegewelle lastfrei ist. Auf der anderen Vorgelegewelle ist ein Quellgang (bisheriger Gang) eingelegt und ihre Hauptkupplung ist geschlossen zur Drehmomentübertragung von dem Fahrzeug-Antriebsmotor über diese lastführende Vorgelegewelle auf die Abtriebswelle.

Durch die Erfindung soll die Aufgabe gelöst werden, für Doppelkupplungs-Mehrganggetriebe eine Synchronisiervorrichtung zu schaffen, welche wenig Bauraum benötigt, so daß sie auch für kleine Personenkraftwagen verwendbar

ist, einen exakten Synchronlauf zwischen den miteinander zu kuppelnden Rotationsteilen gewährleistet, und durch eine konstruktiv einfache und preiswerte Steuereinrichtung oder Regeleinrichtung betätigbar ist.

5 Diese Aufgabe wird gemäß der Erfindung entsprechend Anspruch 1 dadurch gelöst, daß die Antriebsenergiequelle des dritten Reaktionsteils des Differential-Zahnradgetriebes einen Motor aufweist, welcher nicht der Fahrzeug-Antriebsmotor ist.

10 Die Erfindung hat den Vorteil, daß sie aus wenigen Bauteilen besteht und wenig Bauraum benötigt sowie exakte Synchrondrehzahlen erzeugen kann, ohne daß eine teure Steuereinrichtung oder Regeleinrichtung für die Synchronisiervorrichtung erforderlich ist.

15 Weitere Merkmale der Erfindung sind in den Unteransprüchen enthalten.

Der zusätzliche Motor ist vorzugsweise ein Elektromotor, kann jedoch auch ein hydraulischer oder pneumatischer Motor sein. Das Differential-Zahnradgetriebe kann ein Kegelradgetriebe, auch als Tellerradgetriebe bezeichnbar, oder ein Stirnrad-Planetengetriebe sein.

20 Gemäß einer bevorzugten Ausführungsform der Erfindung sind, ohne andere Ausführungsformen von der Erfindung auszuschließen, auf der Abtriebswelle den Gängen zugeordnete Zahnräder drehfest angeordnet, auf den beiden Vorgelegewellen sind den Gängen zugeordnete Zahnräder frei drehbar, jedoch mit den Vorgelegewellen drehfest kuppelbar angeordnet, wobei einige der Zahnräder der Abtriebswelle mit den Zahnrädern der einen Vorgelegewelle und andere der Zahnräder der Abtriebswelle mit den Zahnrädern der anderen Vorgelegewelle durch Zahneingriff miteinander antriebsmäßig verbunden sind. Die Zahnräder der Abtriebswelle können mit den Zahnrädern der Vorgelegewelle direkt in Eingriff sein oder durch Zwischen-Zahnräder antriebsmäßig verbunden sein.

30 Die Erfindung wird im folgenden mit Bezug auf die Zeichnungen anhand von bevorzugten Ausführungsformen als Beispiele beschrieben. In den Zeichnungen zeigen:

Fig. 1 schematisch ein Doppelkupplungs-Mehrganggetriebe nach der Erfindung, welches ein Kegelrad-Differentialgetriebe enthält,

Fig. 2 im unteren Teil ein Getriebeschema des Kegelrad-Differentialgetriebes von Fig. 1 und im oberen Teil einen dazu gehörenden Drehzahlplan,

45 Fig. 3 schematisch ein Stirnrad-Planetengetriebe anstelle des Kegelradgetriebes von Fig. 1 für das in Fig. 1 gezeigte Doppelkupplungs-Mehrganggetriebe, welches in Fig. 3 nur teilweise dargestellt ist.

Das in Fig. 1 schematisch dargestellte Doppelkupplungs-Mehrganggetriebe 10 enthält eine erste Vorgelegewelle V1, parallel dazu angeordnet eine zweite Vorgelegewelle V2 und eine ebenfalls parallel dazu angeordnete Abtriebswelle 12. Auf den Wellen V1, V2 und 12 befindet sich eine der Anzahl der Gänge entsprechende Anzahl von Zahnradpaaren. Als Beispiel und bevorzugte Ausführungsform sind sechs Gänge 1., 2., 3., 4., 5., und 6. vorgesehen. Auf der ersten Vorgelegewelle V1 sind für den 1., 3., und 5. Gang stirnverzahnte Zahnräder 21, 23 bzw. 25 je frei drehbar, d. h. als Losräder angeordnet, die je über ein Schaltelement K1, K3 bzw. K5, z. B. eine Schaltmuffe einer Klauenkupplung, welche von einer Steuereinrichtung 30 gesteuert werden, mit der ersten Vorgelegewelle V1 drehfest verbindbar und je mit einem auf der Abtriebswelle 12 drehfest, d. h. als Festrad, angeordneten, stirnverzahnten Zahnrad 31, 33 bzw. 35 in Zahneingriff.

65 Für den 2., 4., und 6. Gang sind auf der zweiten Vorgelegewelle V2 stirnverzahnte Zahnräder 22, 24 und 26 je frei drehbar, d. h. als Losräder, angeordnet und durch je ein von

der Steuereinrichtung 30 betätigbares Schaltelement K2, K4 bzw. K6, z. B. eine Schaltmuffe einer Klauenkupplung, mit dieser zweiten Vorgelegewelle V2 drehfest verbindbar und ständig in Zahneingriff mit einem auf der Abtriebswelle 12 drehfest, d. h. als Festrad, angeordneten stirnverzahnten Zahnrad 32, 34 bzw. 36.

Die Abtriebswelle 12 ist in bekannter Weise über ein nicht gezeigtes Differentialgetriebe mit ebenfalls nicht gezeigten Kraftfahrzeugrädern antriebsmäßig verbunden oder verbindbar.

Die beiden Vorgelegewellen V1 und V2 sind an ihrem in Fig. 1 linken Ende je mit einer von zwei Hauptkupplungen 41 bzw. 42 versehen und durch diese jeweils über ein Zwischenzahnrad 43 bzw. 44, welche beide mit einem Zahnrad 46 einer Abtriebswelle 48 in Zahneingriff sind, mit dieser Abtriebswelle 48 antriebsmäßig verbindbar. Die beiden Zwischenzahnräder 43 und 44 bilden mit dem Abtriebswellen-Zahnrad 46 jeweils die gleiche Konstant-Übersetzungstufung i_D , und sind je über eine Zwischenwelle 51 bzw. 52 mit dem motorseitigen Kupplungsteil der Hauptkupplung 41 bzw. 42 antriebsmäßig verbunden. Die Abtriebswelle 48 ist mit einem Fahrzeug-Antriebsmotor 50 verbunden oder verbindbar.

Die beiden Hauptkupplungen 41 und 42 sind beide Reibkupplungen. Es ist jedoch auch möglich, die eine als Reibkupplung und die andere als formschlüssige Kupplung, z. B. Klauenkupplung, auszuführen. Gemäß anderer Ausführungsform der Erfindung ist es auch möglich, die beiden Hauptkupplungen 41 und 42 nicht achsparallel zueinander, sondern koaxial zu einander entsprechend der EP 0 827 861 A2 anzuordnen, in welchem Falle auch die beiden Vorgelegewellen V1 und V2 koaxial statt achsparallel zueinander angeordnet werden können. Auch sind Ausführungen möglich, bei welchen die Losräder 21 bis 26 als Festräder und stattdessen die Festräder 31 bis 36 als Losräder ausgebildet sind, welche letztere durch Schaltelemente K1 bis K6 mit ihrer Welle kuppelbar sind.

Eine zentrale Synchronisier Vorrichtung 60 zur Drehzahl-synchronisierung von allen Gängen enthält ein Differentialgetriebe 62. Bei der Ausführungsform nach Fig. 1 ist das Differentialgetriebe 62 ein Kegelzahnradgetriebe. Es enthält einen ersten Reaktionsteil R1 in Form eines Kegelrades oder Tellerrades, welches durch eine Zwischenwelle 64 mit einem drehfest darauf angeordneten stirnverzahnten Zwischenzahnrad 66 mit einem auf der ersten Vorgelegewelle V1 drehfest angeordneten, stirnverzahnten Vorgelegewellenzahnrad 68 in Zahneingriff ist.

Ein zweiter Reaktionsteil R2 in Form eines Kegelrades oder Tellerrades ist über eine weitere Zwischenwelle 70 und ein darauf drehfest angeordnetes, stirnverzahntes Zwischenzahnrad 72 mit einem stirnverzahnten Vorgelegewellenzahnrad 74 in Zahneingriff, welches mit der zweiten Vorgelegewelle V2 drehfest verbunden ist.

Ein dritter Reaktionsteil R3 des Differentialgetriebes 62 weist einen Kegelzahnradkranz 76 mit einem Steg in Form eines Bolzens 78 auf, der durch eine rechtwinklig zu ihm verlaufende, mit ihm verbundene Querachse 80 drehbar gelagert ist, welche mit den beiden Zwischenwellen 64 und 70 des ersten Reaktionsteiles R1 und des zweiten Reaktionsteiles R2 fluchtet. Auf dem Bolzen 78 sind zwei relativ zu ihm drehbare Planeten-Kegelräder 82 und 84 mit axialem Abstand voneinander angeordnet und mit den beiden Kegelrädern in Zahneingriff, welche den ersten Reaktionsteil R1 und den zweiten Reaktionsteil R2 bilden.

Der Kegelzahnradkranz 76 des Steges oder Bolzens 78 ist über ein mit ihm in Zahneingriff stehendes Antriebszahnrad 86 in Form eines Kegelrades von einer Antriebsenergiequelle 88 in Abhängigkeit von den zu synchronisierenden

Drehzahlen der Gänge 1., 2., 3., 4., 5., und 6. von der Steuereinrichtung 30 gesteuert oder geregelt in der einen oder anderen Drehrichtung mit einer zur Drehzahlsynchronisierung erforderlichen Drehzahl antreibbar. Im Antriebsstrang zwischen dem Kegelzahnradkranz 76 des dritten Reaktionsteiles R3 und der Antriebsenergiequelle 88 können sich weitere Getriebestufen und/oder eine schaltbare Kupplung und/oder eine Bremse zum Bremsen oder Blockieren des dritten Reaktionsteiles R3 angeordnet sein.

Die Antriebsenergiequelle 88 enthält vorzugsweise einen zusätzlich zum Fahrzeug-Antriebsmotor 50 vorgesehenen externen Motor (Elektromotor, Hydraulikmotor oder Pneumatikmotor), welcher speziell für die Synchronisierung vorgesehen ist. Stattdessen wäre ein Antrieb des dritten Reaktionsteiles R3 (Bolzen 78) durch die Abtriebswelle 12 möglich, jedoch wäre man dann an die Fahrzeuggeschwindigkeit gebunden und die Drehzahl des ersten Reaktionsteiles R1 oder R2 könnte maximal doppelt so groß sein wie die Drehzahl des anderen Reaktionsteiles R2 oder R1.

In den Zeichnungen nicht gezeigt ist ein Rückwärtsgang. Dieser kann in einfacher Weise dadurch gebildet werden, daß auf einer der beiden Vorgelegewellen V1 oder V2 ein Rückwärtsgang-Zahnrad entsprechend den Zahnradern 21 bis 26 als Losrad frei drehbar angeordnet und durch ein Schaltelement mit dieser Welle kuppelbar ist, wobei dieses Rückwärtsgang-Zahnrad mit einem Zwischenzahnrad zur Drehrichtungsumkehrung in Eingriff ist, welches seinerseits mit einem auf der Abtriebswelle 12 drehfest angeordneten Zahnrad in Eingriff ist.

Beim Stillstand eines Kraftfahrzeuges stehen beide Vorgelegewellen V1 und V2 still. Dadurch kann jedes beliebige der als Losräder angeordneten Zahnräder 21 bis 26 durch die Schaltelemente K1 bis K6 mit der betreffenden Vorgelegewelle V1 oder V2 drehfest verbunden werden, beispielsweise für den Anfahrvorgang das Zahnrad 21 des ersten Ganges durch sein Schaltelement K1 mit der ersten Vorgelegewelle V1 verbunden werden. Danach kann die Hauptkupplung 41 dieser Vorgelegewelle V1 zur Durchführung des Anfahrvorganges des Kraftfahrzeuges durch die Steuereinrichtung 30 geschlossen werden. Falls stattdessen mit dem 2. Gang angefahren werden soll, wird das Zahnrad 22 des 2. Ganges durch sein Schaltelement K2 mit der zweiten Vorgelegewelle V2 in Eingriff gebracht und danach die Hauptkupplung 42 dieser zweiten Vorgelegewelle V2 geschlossen.

Die Vorgelegewelle V1 oder V2, welche durch eine geschlossene Hauptkupplung 41 oder 42 Drehmoment zwischen dem Fahrzeug-Antriebsmotor 50 und der Abtriebswelle 12 überträgt, wird im folgenden als "lastführende Welle bzw. lastführende Vorgelegewelle" bezeichnet, die andere Welle als "lastfreie Welle oder lastfreie Vorgelegewelle".

Beim Schalten von einem Gang auf einen anderen wird jeweils zuerst mittels des Schaltelements (eines der Schaltelemente K1 bis K6) des Zielganges dessen Zahnrad (eines der Losräder 21 bis 26) mit der zugehörigen lastfreien Vorgelegewelle V1 oder V2 gekuppelt, während auf der lastführenden anderen Vorgelegewelle V2 oder V1 das Zahnrad (eines von 21 bis 26) des Quellganges durch sein Schaltelement (eines von K1 bis K6) ebenfalls noch angekuppelt ist. Danach wird durch Schließen der Hauptkupplung 41 oder 42 der lastfreien Vorgelegewelle V1 oder V2 des Zielganges und Öffnen der Hauptkupplung 41 oder 42 der lastführenden Vorgelegewelle V1 oder V2 des Quellganges der eigentliche Gangwechsel durchgeführt. Dabei werden die beiden Hauptkupplungen 41 und 42 einander zeitlich überschneidend geschlossen und geöffnet, damit keine Zugkraftunterbrechung entsteht. Deshalb ist mindestens eine von ihnen,

vorzugsweise beide Hauptkupplungen 41 und 42, eine gesteuert schaltbare Reibkupplung, z. B. Lamellenkupplung.

Bei vollautomatischen Getrieben kann die Betätigung der Hauptkupplungen 41 und 42 und der Schaltelelemente K1 bis K6 automatisch in Abhängigkeit von der von einem Fahrer vorgegebenen Leistung und der Fahrzeuggeschwindigkeit erfolgen, bei teilautomatischen oder halbautomatischen Getrieben dadurch, daß der Fahrer den gewünschten Gang an einem Wählelement wählt und dann die Betätigung der Schaltelelemente K1 bis K6 und der Hauptkupplungen 41 und 42 automatisch erfolgt.

Bei einem Doppelkupplungs-Mehrganggetriebe wird somit vor dem eigentlichen Gangwechsel, welcher durch überschneidende Betätigung der beiden Hauptkupplungen 41 und 42 erfolgt, auf der lastfreien Vorgelegewelle V1 oder V2 der neue Gang eingelegt. Um diesen Gang einlegen zu können, d. h. um die Schaltmuffe oder die Schaltklauen des Schaltelelementes K1 bis K6 des betreffenden Ganges einrücken zu können, müssen das betreffende Zahnrad 21 bis 26 (Losrad) auf der neuen lastfreien Vorgelegewelle V1 oder V2 und diese lastfreie Vorgelegewelle selbst die gleiche Drehzahl haben.

Gemäß der Erfindung ist für alle Gänge 1. bis 6. eine zentrale Synchronisiervorrichtung in Form des mit Zahnrädern gebildeten Differentialgetriebes 62 vorgesehen, welches durch die Zahnräder 66, 68, 70 und 72 mit der gleichen Konstant-Übersetzungsstufe i_D zwischen die beiden Vorgelegewellen V1 und V2 geschaltet ist. Im ungünstigsten Fall, d. h. ohne innere Reibung, rotiert die lastfreie Vorgelegewelle V1 oder V2 nicht und sie muß vor jeder Schaltung von Drehzahl null auf die entsprechende Synchrondrehzahl beschleunigt werden. Der Synchronisiervorgang mittels des Differentialgetriebes 62 wird im folgenden mit Bezug auf Fig. 2 anhand eines Beispiels beschrieben: Das Kraftfahrzeug fährt z. B. mit einer Geschwindigkeit "v". Für die Abtriebswelle 12 des Mehrganggetriebes 10 ergibt sich daraus eine bestimmte Drehzahl. Die lastführende Vorgelegewelle, z. B. V2 dreht dann mit dem Produkt aus der Drehzahl der Abtriebswelle 12 und der Übersetzung des eingelegten Quellganges (ohne Berücksichtigung der Konstant-Übersetzungsstufe i_D). Das Kegelrad des zweiten Reaktionsteiles R2 dreht in diesem Fall mit der Drehzahl der zweiten Vorgelegewelle V2 multipliziert mit der Übersetzung i_D . Diese Drehzahl ist in Fig. 2 mit n_{II} bezeichnet. Wenn in diesem Fall die lastfreie erste Vorgelegewelle V1 beschleunigt werden soll, muß der Bolzen 78 mit dem Kegelzahnradkranz 76, welche den dritten Reaktionsteil R3 des Differentialgetriebes 62 bilden, durch Energiezufuhr von außen beschleunigt werden, d. h. durch Energiezufuhr von der Antriebsenergiequelle 88. Das gesamte Differentialgetriebe 62 stützt sich dabei an der lastführenden Vorgelegewelle ab, z. B. an V2, und die lastfreie Vorgelegewelle, z. B. V1, kann beschleunigt werden.

Fig. 2 zeigt im oberen Teil den Drehzahlplan, wobei n_I die Drehzahl des ersten Reaktionsteiles R1, n_{II} die Drehzahl des zweiten Reaktionsteiles R2, und n_B die Drehzahl des dritten Reaktionsteiles R3 um die Querachse 80 ist. An dem ersten Reaktionsteil R1 (Kegelrad) ergibt sich gemäß Fig. 2 eine Drehzahl

$$n_I = 2 \cdot n_B - n_{II} \quad \text{Gleichung 1.}$$

Daraus stellt sich an der zu beschleunigenden Vorgelegewelle (z. B. V1), wegen der formschlüssigen Koppelung des zweiten Reaktionsteiles R2 (Kegelrad) an die lastfreie Vorgelegewelle (z. B. V1) mit der Übersetzungsstufe i_D zwischen dieser Vorgelegewelle und dem Differentialgetriebe, eine Drehzahl ein von

$$n_{V1} = 2 \cdot i_D \cdot n_B - n_{V2} \quad \text{Gleichung 2.}$$

Aus den beiden Gleichungen 1 und 2 ist erkennbar, daß bei einer gegebenen Drehzahl n_{II} bzw. n_{V2} durch Veränderung der Drehzahl n_B des Bolzens 78 theoretisch jede beliebige Drehzahl n_I bzw. n_{V1} eingestellt werden kann. Dieser Sachverhalt wird zum exakten Einstellen der Synchrondrehzahl der lastfreien Vorgelegewelle ausgenutzt. Da die Synchrondrehzahl mit diesem Verfahren sehr genau reguliert werden kann, kommt es zu keinem oder nur zu geringem Verschleiß an den Schaltmuffen oder Schaltklauen der Schaltelelemente K1 bis K6 der einzelnen Gänge 1 bis 6.

Wenn dagegen die lastfreie Vorgelegewelle, z. B. V1, langsamer als die lastführende Vorgelegewelle, z. B. V2, drehen soll, dann muß die Drehzahl n_B des Bolzens 78 unter der Drehzahl n_{II} des Kegelrades sein, welches den zweiten Reaktionsteil R2 bildet und mit der zweiten Vorgelegewelle V2 antriebsmäßig verbunden ist. Dieses Verfahren funktioniert auch dann, wenn die zweite Vorgelegewelle V2 die zu synchronisierende lastfreie Welle und die erste Vorgelegewelle V1 die lastführende Welle ist. Das Differentialgetriebe stützt dann sein Drehmoment an dem Kegelrad ab, welches den ersten Reaktionsteil R1 bildet, und es beschleunigt das Kegelrad, welches den zweiten Reaktionsteil R2 bildet, entsprechend den oben genannten Verhältnissen.

Das Differentialgetriebe der zentralen Synchronisiervorrichtung des Doppelkupplungs-Mehrganggetriebes 10 kann anstelle eines Kegelradgetriebes 62 von Fig. 1 ein Stirnrad-Planetengetriebe 62-2 sein, wie dies in Fig. 3 gezeigt ist. Fig. 1 entsprechende Teile sind mit den gleichen Bezugszeichen versehen. In Fig. 3 ist der mit der ersten Vorgelegewelle V1 antriebsmäßig verbundene erste Reaktionsteil R1 ein innen und außen mit einer Stirnverzahnung versehenes Hohlrad; der zweite Reaktionsteil R2, welcher mit der zweiten Vorgelegewelle V2 antriebsmäßig verbunden ist, ist ein mit einer Außenverzahnung versehenes Sonnenrad; mit der Innenverzahnung des Hohlrades R1 und der Außenverzahnung des Sonnenrades R2 ist mindestens ein Planetenrad 82 oder 84 in Eingriff; und anstelle des Bolzens 78 mit dem Kegelradkranz 76 ist hier als drittes Reaktionsglied R3 ein Planetenträger vorgesehen, auf welchem die Planetenräder 82 und 84 drehbar gelagert sind und welcher mit der Antriebsenergiequelle 88 antriebsmäßig verbunden oder verbindbar ist, beispielsweise durch eine Planetenträgerwelle 90.

Patentansprüche

1. Doppelkupplungs-Mehrganggetriebe, insbesondere für Landfahrzeuge mit einem Fahrzeug-Antriebsmotor, enthaltend mindestens zwei Vorgelegewellen (V1, V2), eine Abtriebswelle (12), welche in Abhängigkeit von den zu schaltenden Gängen (1. bis 6.) durch Schaltelelemente (K1 bis K6) über Zahnräder (21-26) mit den Vorgelegewellen (V1, V2) antriebsmäßig verbindbar ist, wobei mindestens für einige der Gänge (1. bis 6.) eine zentrale Synchronisiervorrichtung (60) mit einem Differential-Zahnradgetriebe (62, 62-2) vorgesehen ist, welches drei relativ zueinander drehbare Reaktionsteile (R1, R2, R3) aufweist, von welchen ein Reaktionsteil (R1) mit der einen Vorgelegewelle (V1), ein anderer Reaktionsteil (R2) mit der anderen Vorgelegewelle (V2) und der dritte Reaktionsteil (R3) mit einer Antriebsenergiequelle (88) antriebsmäßig verbunden oder verbindbar ist, so daß das Differential-Zahnradgetriebe auf beide Vorgelegewellen (V1, V2) wirkt, dadurch gekennzeichnet, daß die Antriebsenergiequelle (88) einen Motor aufweist, welcher nicht der Fahrzeug-

Antriebsmotor ist.

2. Doppelkupplungs-Mehrganggetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Antriebsenergiequelle (88) einen Elektromotor aufweist, welcher nicht der Fahrzeug-Antriebsmotor ist.

5

3. Doppelkupplungs-Mehrganggetriebe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Differential-Zahnradgetriebe ein Kegelradgetriebe (62) ist.

4. Doppelkupplungs-Mehrganggetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß das Differential-Zahnradgetriebe ein Stirnrad-Planetengetriebe (62-2) ist.

10

5. Doppelkupplungs-Mehrganggetriebe nach Anspruch 3 oder 4, dadurch gekennzeichnet, daß der dritte Reaktionsteil (R3) ein drehbarer Steg ist, an welchem mindestens ein Planetenrad (82, 84) drehbar angeordnet ist, welches mit den beiden anderen als Zahnrädern ausgebildeten Reaktionsteilen (R1, R2) je in Eingriff ist.

15
20

6. Doppelkupplungs-Mehrganggetriebe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet,

daß auf der Abtriebswelle (12) den Gängen (1.-6.) zugeordnete Zahnräder (31-36) drehfest angeordnet sind, daß auf den beiden Vorgelegewellen (V1, V2) den Gängen zugeordnete Zahnräder (21-26) frei drehbar, jedoch mit den Vorlagewellen (V1, V2) drehfest kuppelbar angeordnet sind,

25

und daß einige der Zahnräder (31, 33, 35) der Abtriebswelle (12) mit den Zahnrädern (21, 23, 25) der einen Vorgelegewelle (V1) und andere der Zahnräder (32, 34, 36) der Abtriebswelle (12) mit den Zahnrädern (22, 24, 26) der anderen Vorgelegewelle (V2) durch Zahneingriff miteinander antriebsmäßig verbunden sind.

30
35

Hierzu 3 Seite(n) Zeichnungen

40

45

50

55

60

65

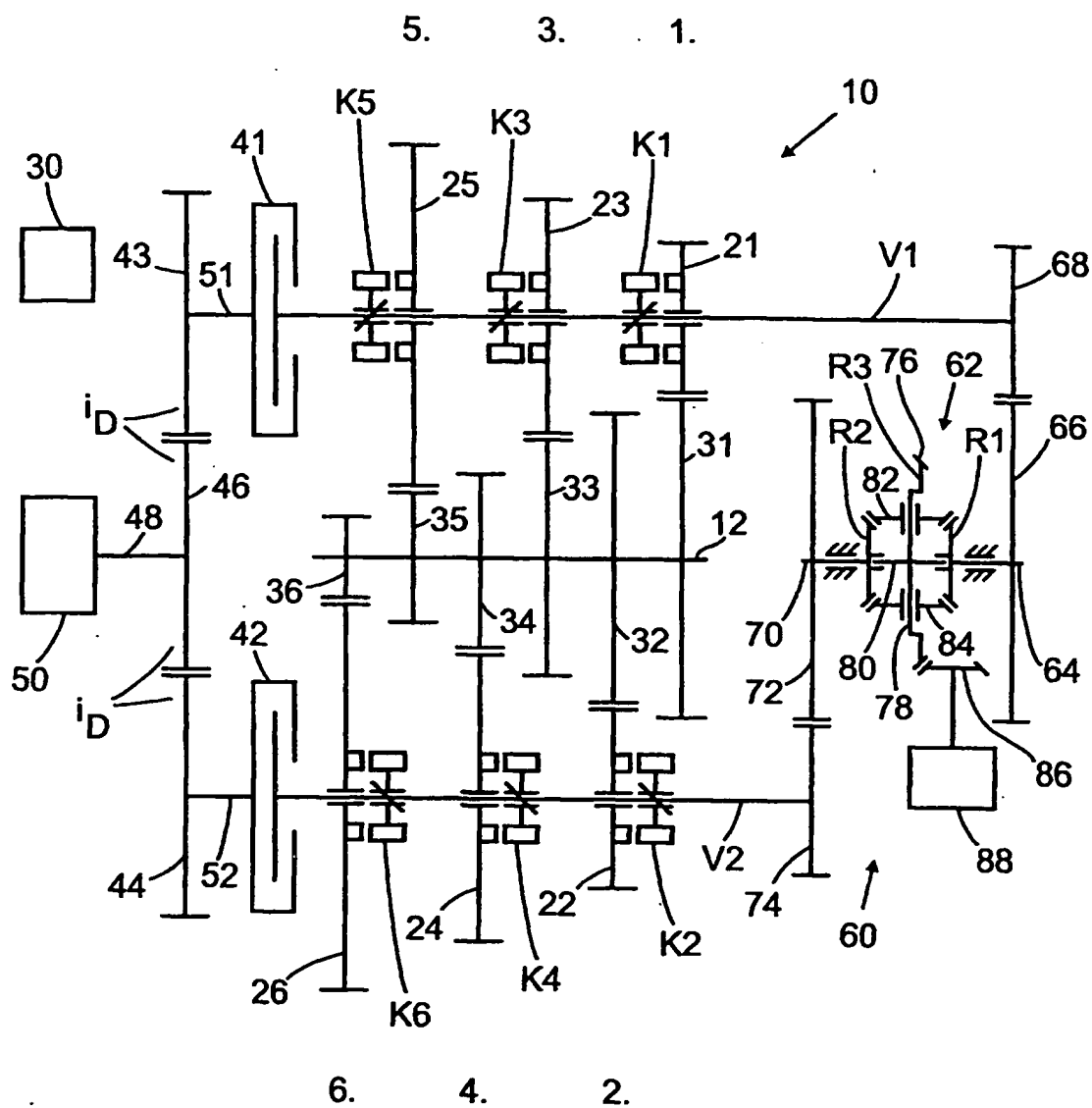


Fig. 1

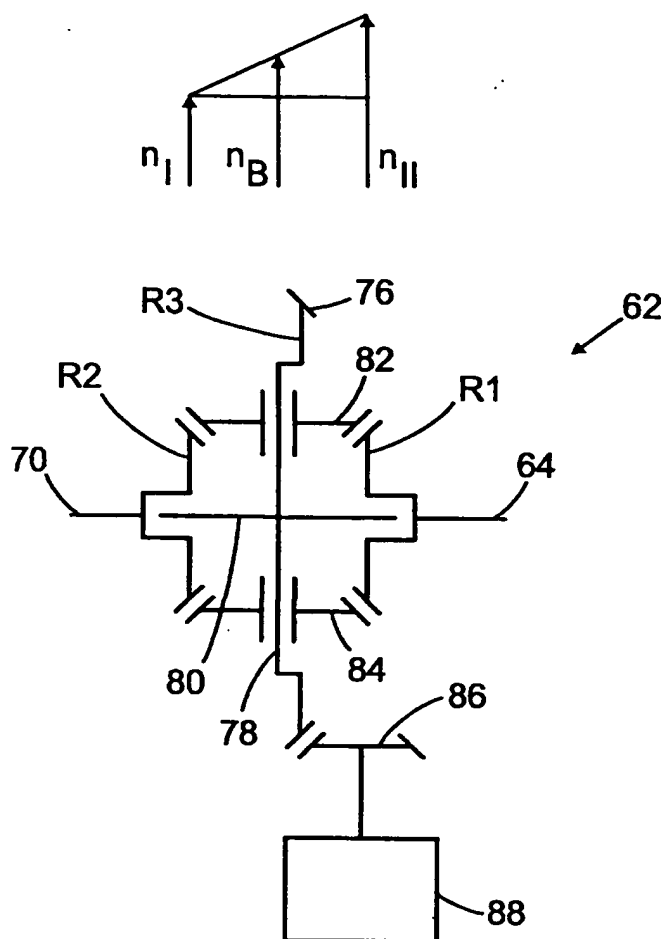


Fig. 2

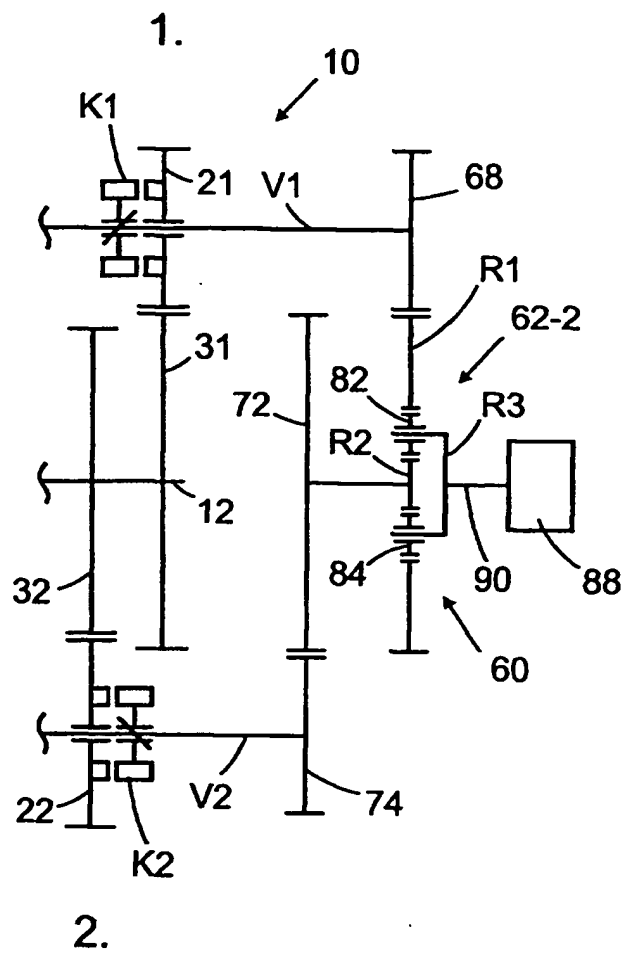


Fig. 3